

## ⑫ 公開特許公報(A) 平4-39461

⑬ Int. Cl.

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 平成4年(1992)2月10日

F 16 H 61/00

F 02 C 9/54

// F 16 H 59/74

8814-3J

7910-3G

7910-3G

8814-3J

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全10頁)

⑯ 発明の名称 ガスタービン車の変速制御方法

⑰ 特 願 平2-146345

⑱ 出 願 平2(1990)6月6日

⑲ 発 明 者 福田 大 喜 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

⑳ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地

㉑ 代 理 人 弁理士 青 木 朗 外4名

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

ガスタービン車の変速制御方法

## 2. 特許請求の範囲

コンプレッサ(C)とこれに同軸のコンプレッサタービン(CT)からなるガスジェネレータ(GG)、燃焼器(CC)、可変ノズル(VN)、及び別軸の出力タービン(PT)を備えた二軸式ガスタービン機関の出力を、自動変速機(A/T)で変速して走行するガスタービン車の変速制御方法であって、

機関の定常状態を検出する段階と、

機関の加速状態を検出する段階と、

機関の加速状態が所定の条件を満たす加速であるか否かを判定する段階と、

機関の加速状態が所定の条件を満たす加速と判定された場合に、自動変速機(A/T)の変速段を現在の状態から1段上げる段階と、

を備えることを特徴とするガスタービン車の変速制御方法。

## 3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明はガスタービン車の変速制御方法に関し、特に、ガスタービン車の定常状態からの加速時に応答性良く車両を加速できるガスタービン車の変速制御方法に関する。

(従来の技術)

自動車用ガスタービン機関としては、操作性の面から二軸式ガスタービン機関が多く用いられている。第7図はこのガスタービン機関を搭載した自動変速機付の自動車の、従来の動力伝達系の一般的な構成の一例を示すものである。

二軸式ガスタービン機関では、スタータSMによってフロントギヤF/Gが回転して起動すると、吸気はコンプレッサCで圧縮され、熱交換器HEで加熱され、燃焼器CCにてアクチュエータA1から供給される燃料と混合されて燃焼し、その燃焼ガスがコンプレッサCと同軸のコンプレッサタービンCTを回転させる。このコンプレッサタービンCTとコ

ンプレッサCとは総称してガスジェネレータGGと呼ばれ、コンプレッサタービンCTの回転速度がコンプレッサCの圧縮度を左右する。コンプレッサタービンCTを駆動した燃焼ガスは、アクチュエータA2に調整される可変ノズルVNを経てパワー（出力）タービンPTを駆動した後、熱交換器HEを経て排気ガスとなって大気に排出される。

なお、アクチュエータA1、A2は制御回路CONTによって機関の運転状態に応じて駆動され、この為、制御回路CONTにはアクセルペダルAPの開度や図示しないセンサからの機関の運転状態パラメータが入力される。また、一般に、第7図に示す吸気圧Pや温度Tに付された添え字は○で囲まれた番号の位置の吸気圧Pや温度Tを示す。

パワータービンPTの回転速度 $N_p$ は減速歯車R/Gによって減速されて回転速度 $N_s$ となり、自動変速機A/Tでシフト状態と機関運転状態に応じて所定の回転速度に変換される。そして、自動変速機A/Tの出力はプロペラシフトPSを介して差動歯車Dに伝えられ、車軸WSに取り付けられた車輪W

が回転することにより車両が走行する。

ところで、車両に搭載されるトルクコンバータ付きの自動変速機A/Tは一般に、入力トルクと車速により予め設定された変速特性に基づいて制御される。車速は通常自動変速機A/Tの出力軸の回転速度を検出して得ており、トルクはガソリン機関やディーゼル機関ではトルクに比例するアクセルペダルの踏込量によって得ている。ところが、ガスタービン機関では、トルクを決定するパラメータが多いため、アクセルペダルの踏込量だけではトルクを検出することが困難であり、従来はコンプレッサCの出口圧力 $P_c$ 、可変ノズルVNの位置等のパラメータを用いて機関の出力トルクを求めていた（特開昭61-163030号公報参照）。

第8図のシフトパターンは横軸が自動変速機の出力軸の回転速度 $N_p$ 、縦軸がガスタービン機関のスロットルワイヤの引張量 $\theta_{yw}$ （アクセルペダルの踏込量 $\theta_{acc}$ ）であり、従来はこのシフトパターンのような変速特性マップに基づいて、自動変速機A/Tの出力軸の回転速度 $N_s$ （車速）と、機

関出力トルクに相当するパラメータ（ここではアクセルペダルの踏込量 $\theta_{acc}$ ）とから、自動変速機A/Tの変速段が制御されていた。

（発明が解決しようとする課題）

ところが、従来の二軸式ガスタービン機関を搭載した車両の自動変速機A/Tを、第8図に示すシフトパターンを用いて、アクセルペダルの踏込量 $\theta_{acc}$ と車速により制御すると、車両の動力性能全てを満足することは困難である。特に、二軸式ガスタービン機関を搭載する車両においては、定常走行状態から加速を行った場合に、加速の応答性が悪く、加速にもたつき感があるという問題がある。

この問題点について以下に更に詳しく説明する。二軸式ガスタービン機関の出力特性は第9図に示すようになっており、ガスジェネレータGGの回転速度 $N_g$ が機関出力を決定する主要素となっている。一方、減速歯車R/Gを介して取り出される機関出力軸回転速度 $N_s$ は、トルクコンバータ付自

動変速機A/Tで選択されたギアと車速により決まる。このように、ガスジェネレータGGの回転速度 $N_g$ は、車両が要求する出力馬力と機関出力がバランスする点で機関出力軸の回転速度 $N_s$ と独立に運転される。従って、二軸式ガスタービン機関を自動車用動力源として用いる場合、自動車用機関は出力変動が大きいため、機関出力を決定する主要素であるガスジェネレータGGの回転速度 $N_g$ の加減速の応答性の向上が車両の性能を向上させる上で重要な課題となっている。

特に、従来の二軸式ガスタービン機関を搭載して自動変速機で変速して走行する車両では、機関出力がコンプレッサタービンCTの回転速度 $N_c$ に依存するため、アクセルペダルの踏込量に対してコンプレッサタービンCTの目標回転速度 $N_{c, \text{set}}$ を設定し、その目標値になるように機関に供給する燃料流量GFを制御するのが一般的である。その際、第10図に示すようにアクセルペダルの踏込量 $\theta_{acc}$ に対してコンプレッサタービンCTの回転速度 $N_c$ の応答遅れが発生する。この応答遅れは通常の自

動車用ガスタービン機関において、10000rpmに対して1sec以上もある。従って、車両が定常走行している状態から加速するような場合には、加速のむたつきを感じ、また、減速する場合にはなかなか減速しないといった違和感を感じることになる。

本発明の目的は前記従来の二軸式ガスタービン機関を搭載し、自動変速機で変速を行う車両における課題を解消し、コンプレッサタービンの回転速度N、の応答遅れによる車両の加減速特性の悪化を防止し、車両の加減速フィーリングを大幅に向上させることができるガスタービン車の変速制御方法を提供することにある。

#### 〔課題を解決するための手段〕

前記目的を達成する本発明は、コンプレッサCとこれに同軸のコンプレッサタービンCTからなるガスジェネレータGG、燃焼器CC、可変ノズルVN、及び別軸の出力タービンPTを備えた二軸式ガスタービン機関の出力を、自動変速機A/Tで変速して

走行するガスタービン車の変速制御方法であって、機関の定常状態を検出する段階と、機関の加速状態を検出する段階と、機関の加速状態が所定の条件を満たす加速であるか否かを判定する段階と、機関の加速状態が所定の条件を満たす加速と判定された場合に、自動変速機A/Tの変速段を現在の状態から1段上げる段階とを備えることを特徴としている。

#### 〔作用〕

本発明のガスタービン車の変速制御方法によれば、定常走行状態からアクセルペダルが踏み込まれて車両が加速する際、或いは緩加速状態からの加速する際等に、自動変速機A/Tの変速段が現状から1段シフトアップされる。この結果、出力タービンPTの減速歯車R/Gを介した出力軸の回転速度N、は減少するが、この時に発生する出力タービン軸系の慣性力が加速エネルギーとなるので、車両の加速初期の応答性の遅れが改善される。

#### 〔実施例〕

以下添付図面を用いて本発明の実施例を詳細に説明する。

第1図は自動変速機付き車両に搭載された本発明の二軸式ガスタービン機関の一実施例の構成を示すものであり、第7図に示した二軸式ガスタービン機関と同じ構成部品については同じ符号(記号)を付してある。

図においてGTはガスタービンであり、このガスタービンGTには燃料ポンプ、オイルポンプ、スターモータ等が接続するフロントギヤF/G、コンプレッサC、熱交換器HE、燃焼器CC、コンプレッサCに回転軸で直結されたコンプレッサタービンCT、可変ノズルVN、出力タービンPT及び減速歯車R/G等がある。なお、コンプレッサCとコンプレッサタービンCTとは総称してガスジェネレータGGと呼ばれる。

吸気はコンプレッサCにて圧縮され、熱交換器HEにて加熱され、燃焼器CCにて燃料と混合されて燃焼し、その燃焼ガスがコンプレッサタービンCT

を回転させる。コンプレッサタービンCTを駆動した燃焼ガスは、可変ノズルVNを経てパワーピンPTを駆動した後、熱交換器HEを経て排気ガスとなって大気へ排出される。A1は燃焼器CCに燃料を供給するアクチュエータ、A2は可変ノズルVNの開度 $\alpha$ を調整するアクチュエータである。

そして、ガスタービンGTのパワーピンPTの回転は、減速歯車R/Gによって減速されて自動変速機A/Tに伝えられ、ここでロックアップクラッチL/Cを備えたトルクコンバータT/Cと変速機構TMによってシフト状態に応じた回転速度に変換される。自動変速機A/Tの出力はプロペラシャフトPSと差動歯車Dを介して車輪Wに伝達され、車両の駆動が行われる。

ガスタービンGTおよび自動変速機A/Tを制御する制御回路10には、アナログ信号用の入力インタフェースINa、デジタル信号用の入力インタフェースINd、入力インタフェースINaからの信号をデジタル変換するアナログ-デジタル変換器A/D、中央処理ユニットCPU、ランダムアクセスメモリ

RAM、読み出し専用メモリROM、および出力回路OUT等があり、それぞれバスライン11で接続されている。

また、二軸式ガスタービン機関には、大気温を検出する温度センサST<sub>0</sub>、ガスジェネレータGGの回転速度N<sub>1</sub>を検出する回転速度センサSN<sub>1</sub>、コンプレッサCの出口温度T<sub>2</sub>と出口圧力P<sub>2</sub>を検出する温度センサST<sub>2</sub>と圧力センサSP<sub>2</sub>、熱交換器HEの出口温度T<sub>3</sub>を検出する温度センサST<sub>3</sub>、パワータービンPTの出口温度を検出する温度センサST<sub>4</sub>、機関出力軸の回転速度N<sub>2</sub>、即ち、自動変速機A/Tの入力軸の回転速度N<sub>2</sub>を検出する回転速度センサSN<sub>2</sub>、及びプロペラシャフトの回転速度N<sub>3</sub>を検出する回転速度センサSN<sub>3</sub>等が設けられている。

アナログ信号用の入力インタフェースINaには、前述のセンサからの信号N<sub>1</sub>、N<sub>2</sub>、N<sub>3</sub>、P<sub>2</sub>、T<sub>2</sub>、T<sub>3</sub>、T<sub>4</sub>、やアクセルペダルからの踏込量信号θ<sub>acc</sub>等が入力され、デジタル信号用の入力インタフェースINDにはキースイッチからのオンオフ信号、シフトレバーからのシフト位置信号、ブレーキから

のブレーキ信号等のデジタル信号が入力される。

一方、出力回路OUTからは、燃焼器CCのアクチュエータA1に対して燃料流量を指示する信号Gf、アクチュエータA2に対して可変ノズルVNの開度を指示する信号α<sub>v</sub>、トルクコンバータT/CのロックアップクラッチL/Cのオンオフを指示する信号S<sub>1</sub>、変速機構TMの変速信号S<sub>1</sub>、S<sub>2</sub>、やスロットルワイヤ信号θ<sub>rw</sub>等が出力される。この変速信号S<sub>1</sub>、S<sub>2</sub>は信号のON、OFF状態の組み合わせにより、例えば、自動変速機A/Tが4速の場合、1速から4速の中から変速ギアを選択するものであり、どのギアを選択するかは機関の特性を考慮して決められる。この変速信号S<sub>1</sub>、S<sub>2</sub>は信号のON、OFF状態の組み合わせ例を下表に示す。

(表)

	変速ギア段数			
	1	2	3	4
S <sub>1</sub>	ON	ON	OFF	OFF
S <sub>2</sub>	OFF	ON	ON	OFF

本発明はこの変速信号S<sub>1</sub>、S<sub>2</sub>の制御により自動変速機A/Tの変速特性を制御するものであるが、本発明の制御方法の理解を助けるために、これまでのピストン機関を搭載した車両における自動変速機A/Tの制御について簡単に説明する。

#### (1) 急加速時の自動変速機A/Tの制御

大きな機関出力を得たいために、低速ギアを用いて機関回転速度を高く保つような変速特性になっている。よって、高回転速度域での変速や車両の追越加速時にはシフトダウンされる。

#### (2) 緩加速時の自動変速機A/Tの制御

機関の燃費特性の向上のため、比較的低い機関回転速度を使用するような変速特性になっている。

#### (3) 減速時の自動変速機A/Tの制御

燃費重視のために機関回転速度を低くするように制御され、極力高速ギアが使用される。

一方、これまでの二軸式ガスタービン機関を統制した車両における自動変速機A/Tの制御は以上説明したピストン機関を搭載した車両における自動変速機A/Tの制御と同様の変速特性を使用して

いた。

これに対して、本発明の方法では、二軸式ガスタービン機関がガスジェネレータGGの軸と出力タービンPTの軸の独立して回転することが可能な2つの軸を有することに着目し、次のような制御を行う。

#### (1) 加速時の自動変速機A/Tの制御

0発進加速のような車両の加速状態においては出力タービンPTの軸を極力高い回転速度域で使用するような自動変速機A/Tの変速特性にする。

#### (2) 追越加速時の自動変速機A/Tの制御

通常のピストン機関では機関出力を増加させる目的からそれまでの変速機の状態か、或いは機関回転速度を上昇させるためにシフトダウン(例えば3速→2速)を行うが、本発明の方法では逆にシフトアップ(例えば1速→2速)を行う。

#### (3) 減速時の自動変速機A/Tの制御

出力タービンPTの軸の回転速度が許容最高回転速度を超えない程度で、極力早めにシフトダウンを行い、機関回転速度を高く保持するような変速

特性にする。

次に、第1図の制御回路10によって行われる以上のような制御の一例を、第2図に示すフローチャートを用いて説明する。

車両のキースイッチがONされるとステップ201において燃料流量 $G_f$ 、可変ノズル $VN$ の開度 $\alpha$ 、を制御するための初期値をセットする。続くステップ202では制御回路10の入力信号、例えば $N_1$ 、 $N_2$ 、 $N_r$ 、 $\theta$ 、 $\dots$ 、 $P$ 、等を読み込む。そして、ステップ203において燃料流量 $G_f$ と可変ノズル $VN$ の開度 $\alpha$ 、とを計算してステップ204に進む。

ステップ204はガスタービンGTの運転状態が定常か否かを判定するものであり、定常の場合はステップ205に進み、定常でない場合はステップ209に進む。ガスタービンGTが定常状態の時はステップ205において定常時の通常の制御が行われて機関の運転状態に応じた自動変速機A/Tの変速段を決定するが、この制御は本発明の主旨ではないのでその説明を省略する。そして、ステップ205において自動変速機A/Tの変速段を決定すると、ス

テップ206にてその変速段に応じて自動変速機A/TのトランスミッションINの変速信号 $S_1$ 、 $S_2$ 、および自動変速機A/Tに内蔵されるトルクコンバータT/CのロックアップクラッチL/Cのオンオフを指示する信号 $S_3$ を作成し、ステップ207においてこれらの信号を可変ノズル $VN$ の開度 $\alpha$ 、と燃料流量 $G_f$ を指示する信号と共に出力し、ステップ208で制御のサイクルタイムを調整してステップ202に戻る。

一方、ステップ204でガスタービンGTが定常状態でないと判定した時はステップ209に進み、ガスタービンGTが前回定常状態であったか否かを判定する。そして、ガスタービンGTが前回定常であったと判定した時はステップ210に進み、ガスタービンGTが加速状態か否かを判定する。このステップ210でYESと判定した時は、ガスタービンGTが定常状態から加速状態に移行して加速が開始された状態であるのでステップ219に進み、現在の機関出力軸回転速度 $N$ 、がシフトアップした時に効果が得られる回転速度 $N_s^*$ 以上か否かを判定す

る。そして、 $N \geq N_s^*$ であればステップ220に進んで現在の自動変速機A/Tのシフト位置を1段シフトアップする。また、ステップ210でNOと判定した時は、ガスタービンGTが定常状態から減速状態に移行した状態であるのでステップ215に進み、現在の自動変速機A/Tのシフト位置を1段シフトダウンする。ステップ215、219の処理が終了するとステップ202に戻る。

また、ステップ209でガスタービンGTが前回定常状態でなかったと判定した時は、ガスタービンGTは加速中か減速中であるのでステップ211に進み、ガスタービンGTが加速状態であるか否かを判定する。

ステップ211でNOと判定した時は、ガスタービンGTが減速中であるのでステップ212に進み、ガスタービンGTが前回加速状態であったか否かを判定、即ち、ガスタービンGTが減速中であるか、あるいは加速から減速に移行したかを判定する。ステップ212でNOと判定した時はガスタービンGTは減速中であるのでステップ213に進み、自動変速

機A/Tの現在のシフト位置を保持させて減速制御を行う。

この減速制御は第5図に示す通常の二軸式ガスタービン機関の減速制御に則って行われる。この減速制御ではステップ214において、自動変速機A/Tがシフトダウン時期か否かを判定し、シフトダウン時期でなければ(NO)ステップ206に進み、シフトダウン時期であれば(YES)ステップ215に進んで現在の自動変速機A/Tのシフト位置を1段ダウンしてからステップ206に進む。また、ステップ212でYESと判定した時はガスタービンGTが加速状態から減速状態に移行したことを示すのでステップ214に進み、自動変速機A/Tがシフトダウン時期か否かを判定し、シフトダウン時期でなければ(NO)ステップ206に進み、シフトダウン時期であれば(YES)ステップ215に進んで現在の自動変速機A/Tのシフト位置を1段シフトダウンしてからステップ206に進む。ステップ206以降の制御は前述の通りである。

次に、ステップ211でYESと判定した時につい

て説明する。この時は、ガスタービンGTが加速中であるのでステップ216に進み、ガスタービンGTが前回減速状態であったか否かを判定、即ち、ガスタービンGTが加速中であるか、あるいは減速から加速に移行したかを判定する。ステップ216でN0と判定した時はガスタービンGTは加速中であるのでステップ217に進み、自動変速器A/Tの現在のシフト位置を保持させて加速制御を行う。

この加速制御は第4図に示す通常の二軸式ガスタービン機関の加速制御に則って行われる。この加速制御ではステップ218において、機関出力軸回転速度 $N_1$ が許容最大回転速度 $N_{1max}$ に達したか否かを判定（実際には許容最大回転速度 $N_{1max}$ に所定のマージンを見込んだ値で判定）する。そして、 $N_1 < N_{1max}$  (N0)であればそのままステップ206に進むが、 $N_1 \geq N_{1max}$ の時はステップ219に進んで現在の機関出力軸回転速度 $N_1$ がシフトアップした時に効果を得られる回転速度 $N_1^*$ 以上か否かを判定する。

この判定で $N_1 \geq N_1^*$ であればステップ220に

進んで現在の自動変速器A/Tのシフト位置を1段シフトアップしてからステップ206に進む。ステップ206以降の制御は前述の通りである。また、 $N_1 < N_1^*$ であればステップ221に進んで現在のシフト位置の保持を行なってからステップ206に進む。

第6図(a)~(c)は以上述べた二軸式ガスタービン機関の定常状態からの加速時のガスジェネレータGGの回転速度 $N_1$ の変化、機関出力軸の回転速度（自動変速器A/Tの入力軸の回転速度） $N_2$ の変化、及び車速 $V$ の変化の状態を時間と共に示すものである。第6図における $t = t_1$ の点は、車両のアクセルペダルが踏み込まれて加速が行われた時点であり、 $t = t_1$ より以前の状態は機関が定常運転、例えば時速40km/hで定常運転されている状態とする。

本発明の方法によれば、時刻 $t_1$ においてアクセルが踏み込まれると、1速ギアで運転されていた自動変速器A/Tは第6図(b)に示すように2速ギアにシフトアップされる。この結果、自動変速器

A/Tの入力軸の回転速度 $N_2$ が低下して出力タービンPTの軸の回転速度が低下するが、出力タービンPTの軸の回転速度が低下する際に発生する出力タービン軸系の慣性力により、車速 $V$ は同図(c)に実線で示すように立ち上がり、破線で示すビストン機関搭載車の車速 $V$ の上昇特性よりも立ち上がり早く、車両は応答性良く加速する。

なお、第6図(b)に二点鎖線で示す特性は、従来の制御において自動変速器A/Tのシフトアップが行われなかった場合の自動変速器A/Tの上昇特性であり、この制御では同図(c)に同じく二点鎖線で示すように、車速 $V$ の立ち上がりはビストン機関搭載車の車速 $V$ の上昇特性よりも遅いことが分かる。また、第6図(b)、(c)に一点鎖線で示した特性は、自動変速器A/Tが2速ギアで時速40km/hの定常走行している時に加速が行われた場合の、自動変速器A/Tの入力軸の回転速度 $N_2$ の上昇特性および車速 $V$ の上昇特性である。この時の車速 $V$ の立ち上がりはビストン機関搭載車の車速 $V$ の上昇特性よりも遥かに遅いことが分かる。

以上のように二軸式ガスタービン機関の自動変速器A/Tの制御はトランスミッションTMの変速信号 $S_1, S_2$ を操作することにより可能である。また、第1図に示した制御回路10は、アクセルペダルの踏込量 $\theta_{acc}$ も取り込んでいるため、この信号の微分値等から、運転者の加速の要求度合の意志を検出し、最適な自動変速器A/Tの制御が可能である。即ち、運転者の加速要求度合が大きい時には前述のようなシフトアップによる自動変速器A/Tの制御を行なって加速感を向上させ、運転者の加速要求度合が小さい時は従来の加速制御を行なって車両を緩やかに加速させることができる。この制御例を第3図に示すフローチャートを用いて説明する。

第3図のフローチャートは第2図のフローチャートと殆ど同じであるので、第2図と同じステップには第2図と同じ符号を付してその説明を省略し、異なるステップについてのみ説明する。第3図のフローチャートが第2図のフローチャートと異なる点は、ステップ210の後に設けたステップ

301 とステップ216 の後に設けたステップ302 のみである。即ち、第2図のフローチャートにおけるステップ210 またはステップ216 において加速開始または加速中を検出した後に、その加速が急加速であるか、または緩加速であるかを判定するステップを設けたものが第3図のフローチャートである。

ステップ301 にはステップ210 で加速状態と判定された時に進み、ここでは加速状態が急加速か否かを判定する。そして、ステップ301 で急加速と判定した時はステップ219 に進み、現在のシフト位置を1段シフトアップする。一方、ステップ301 で急加速でない、即ち緩加速であると判定した時はステップ217 に進み、現在のシフト位置を保持する制御を行う。

同様に、ステップ302 にはステップ216 で加速中と判定された時に進み、その加速状態が急加速か否かを判定する。そして、ステップ302 で急加速と判定した時はステップ219 に進み、現在の機関出力軸回転速度  $N_g$  がシフトアップした時

に効果が得られる回転速度  $N_g$  以上か否かに応じて、現在のシフト位置の保持または現在の自動変速器A/T のシフト位置を1段シフトアップする処理を行うが、ステップ301 で緩加速であると判定した時はステップ217 に進み、現在のシフト位置を保持する制御を行う。

このように、第3図のフローチャートの制御では追越加速時のような急加速時にのみ自動変速器A/T のシフトアップを行い、車両の加速応答性を向上させる。

以上説明したように、本発明のガスタービン車の変速制御方法では、加速時に自動変速器A/T がシフトアップされ、出力タービンPTの軸系の慣性力が車両の加速エネルギーとして使用されるため、変速ショックのような不快感がなく車両の加速フィーリングが向上する。また、車両の減速時に出力タービンPTの回転を高く保つことにより、エンジンブレーキの性能が向上する。更に、出力タービンPTの軸系を高回転に保持することによりエネルギーを蓄積するためのフライホイールのような効

果が得られ、そのために、その後の加速時に出力タービンPTの軸系の慣性力を使用することができるので、減速からの加速時にも加速フィーリングを良くすることができる。このように、本発明の制御方法によれば、ガスタービン車の動力性能を大幅に改善することができる。

#### (発明の効果)

以上説明したように、本発明のガスタービン車の変速制御方法によれば、二軸式ガスタービン機関を搭載し、自動変速機で変速を行う車両において、コンプレッサタービンの回転速度  $N_c$  の応答遅れによる車両の加減速特性の悪化が防止され、車両の加減速フィーリングを大幅に向上させることができるという効果がある。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の方法を適用する自動変速器を備えた二軸式ガスタービン機関の構成図、

第2図は本発明のガスタービン車の変速制御方法の一実施例のフローチャート、

第3図は本発明のガスタービン車の変速制御方法の別の実施例のフローチャート、

第4図は加速時の自動変速器のシフト状態と機関の出力軸の回転速度との関係を示す線図、

第5図は減速時の自動変速器のシフト状態と機関の出力軸の回転速度との関係を示す線図、

第6図は本発明のガスタービン車の変速制御方法による各部の動作波形を示す線図、

第7図は従来の二軸式ガスタービン機関の構成を示す図、

第8図は従来の二軸式ガスタービン機関の自動変速機の変速パターンを示す特性図、

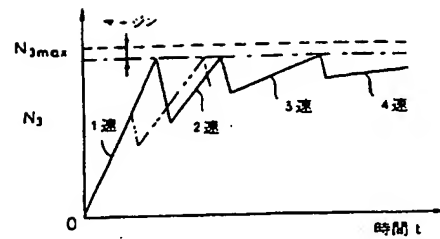
第9図はガスジェネレータの回転速度をパラメータとした時の二軸式ガスタービン機関の出力軸の回転速度と機関出力の関係を示す特性図、

第10図は従来のガスタービン車の変速制御方法で車両を加減速した時のガスジェネレータの回転速度応答特性を示す特性図である。

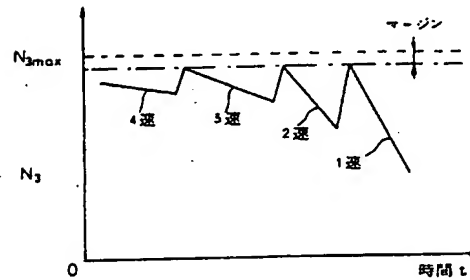
10…制御回路、

A/T …自動変速機、

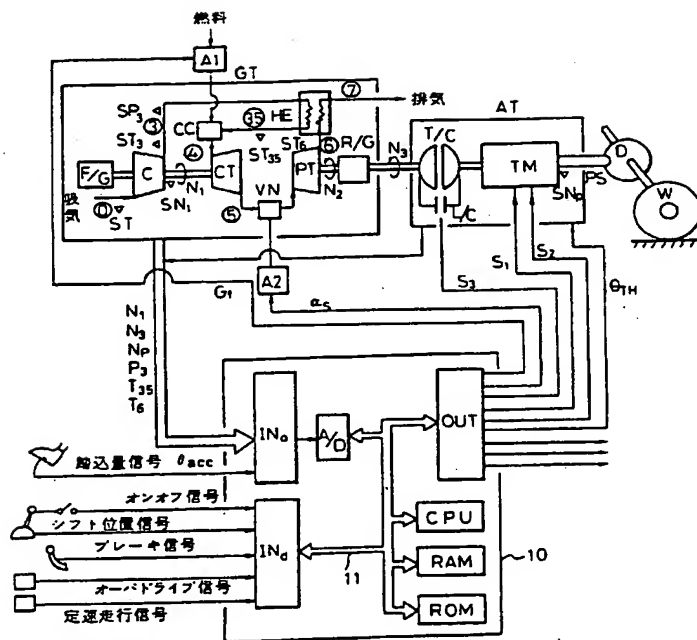
C…コンプレッサ、  
CC…燃焼器、  
CT…コンプレッサタービン、  
D…差動歯車、  
GG…ガスジェネレータ、  
GT…ガスタービン機関、  
HE…熱交換機、  
L/C…ロックアップクラッチ、  
PT…パワータービン、  
SN<sub>1</sub>, SN<sub>2</sub>, SN<sub>3</sub>…回転速度センサ、  
T/C…トルクコンバータ、  
TH…変速機構、  
VN…可変ノズル、  
W…車輪、



第 4 回



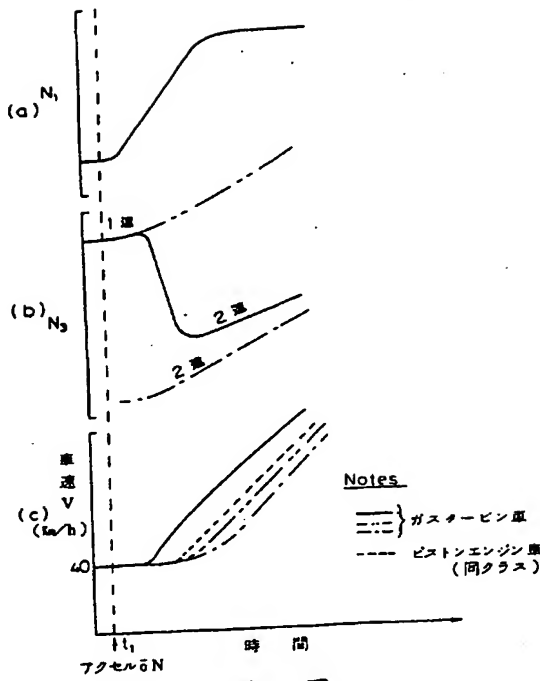
第 5 回



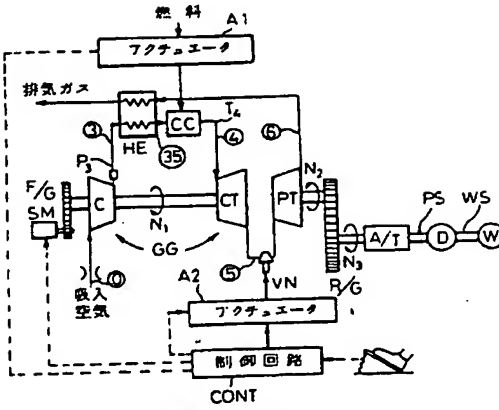
第 1 圖



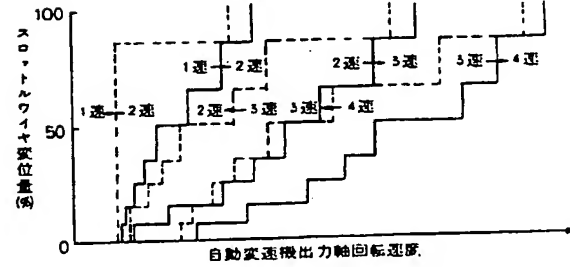




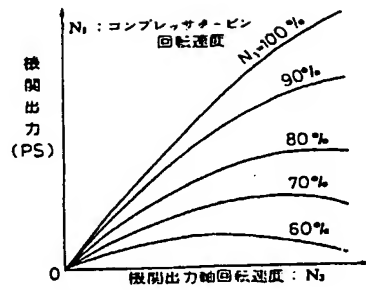
第6図



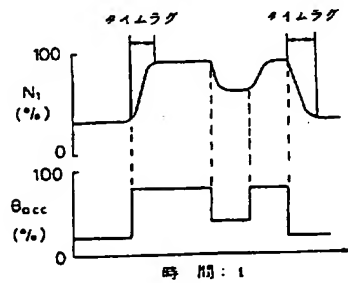
第7図



第8図



第9図



第10図